

REC'd PCT/PTO 30 JUN 2004

T/JP 03/03782

日 本 国 特 許 庁

JAPAN PATENT OFFICE

23.04.03

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 3月28日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-092139

[ST.10/C]:

[JP2002-092139]

出 願 人

Applicant(s):

松下電器産業株式会社

REC'D 20 JUN 2003

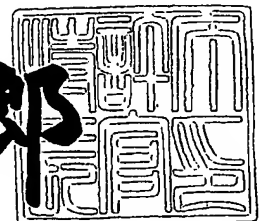
WIPO PCT

**PRIORITY
DOCUMENT**
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

2003年 6月 2日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3041403

BEST AVAILABLE COPY

【書類名】 特許願

【整理番号】 2033740057

【提出日】 平成14年 3月28日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F25B 1/00

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内

【氏名】 薬丸 雄一

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内

【氏名】 船倉 正三

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内

【氏名】 西脇 文俊

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内

【氏名】 岡座 典穂

【特許出願人】

【識別番号】 000005821

【氏名又は名称】 松下電器産業株式会社

【代理人】

【識別番号】 100097445

【弁理士】

【氏名又は名称】 岩橋 文雄

【選任した代理人】

【識別番号】 100103355

【弁理士】

【氏名又は名称】 坂口 智康

【選任した代理人】

【識別番号】 100109667

【弁理士】

【氏名又は名称】 内藤 浩樹

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 011305

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9809938

【書類名】 明細書

【発明の名称】 冷凍サイクル装置とその運転方法

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 二酸化炭素を冷媒として、少なくとも圧縮機、冷媒水熱交換器、第 1 の減圧器、第 1 の熱交換器、第 1 の熱交換器出口ラインと圧縮機吸入ラインを熱交換する内部熱交換器、第 2 の減圧器および第 2 の熱交換器を有し、前記第 1 の熱交換器の冷媒圧力を変動させて前記第 1 の熱交換器の冷媒ホールド量を調整することによって、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和させることを特徴とする冷凍サイクルと、前記冷媒水熱交換器で加熱された温水を循環させるポンプ、ヒータコア、ラジエータを有する温水サイクルとを備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 2】 圧縮機の吐出温度を検出する圧縮機吐出温度検出手段あるいは圧縮機の吸入温度を検出する圧縮機吸入温度検出手段あるいは圧縮機の吐出圧力を検出する圧縮機吐出圧力検出手段を有し、前記第 1 の熱交換器の冷媒圧力を変動させて前記第 1 の熱交換器の冷媒ホールド量を調整する手段として、前記圧縮機吐出温度検出手段あるいは圧縮機吸入温度検出手段あるいは圧縮機吐出圧力検出手段によって検出された値を用いて、前記第 2 の減圧器を制御することを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置の運転方法。

【請求項 3】 前記圧縮機の吐出側と前記第 1 の熱交換器入口とを第 1 の開閉弁を介して接続する第 1 のバイパス回路を設けたことを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 4】 前記第 1 の熱交換器の冷媒温度を検出する第 1 の熱交換器温度検出手段を有し、前記第 1 の熱交換器温度検出手段によって検出された値を用いて、前記第 1 の減圧器または前記第 1 の開閉弁を制御することを特徴とする請求項 3 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 5】 前記第 2 の熱交換器の入口と出口とを第 2 の開閉弁を介して接続する第 2 のバイパス回路を設けたことを特徴とする請求項 1 または請求項 3 ～ 4 のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 6】 前記第 1 の熱交換器の入口と出口とを第 3 の開閉弁を介して接

続する第3のバイパス回路を設けたことを特徴とする請求項1または請求項3～5のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項7】 前記第1の熱交換器の入口に第4の開閉弁を設けたことを特徴とする請求項1または請求項3～6のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項8】 前記冷媒水熱交換器出口と前記第1の減圧器との間に第5の開閉弁と、前記第1の熱交換器出口と前記内部熱交換器入口の間に第1の3方弁と、前記冷媒水熱交換器出口と前記第5の開閉弁入口との間を一端とし、前記第1の3方弁を他端として接続する第4のバイパス回路と、前記内部熱交換器出口と前記第2の減圧器入口の間に第2の3方弁と、前記第2の3方弁を一端とし、前記第5の開閉弁出口と前記第1の減圧器入口の間を他端として接続する第5のバイパス回路と、前記第1の熱交換器出口と前記第1の3方弁との間を一端とし、前記第2の3方弁と第2の減圧器との間を他端として第6の開閉弁を介して接続する第6のバイパス回路を有し、前記冷媒水熱交換器から流出した冷媒が、前記第5の開閉弁を介して循環する定常モードと、前記第4のバイパス回路と前記第5のバイパス回路を循環する起動モードとに選択的に切替える冷媒循環モード切替手段を設けたことを特徴とする請求項1または請求項3～7のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、作動媒体として二酸化炭素（以下、CO₂冷媒という）を使用した冷凍サイクル装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

近年の冷凍サイクル装置における作動流体は、オゾン層に対し有害な影響があるとされる従来のCFC冷媒やHCFC冷媒から、代替冷媒としてオゾン破壊係数が0であるHFC冷媒やHC冷媒に移行されつつある。

【0003】

しかし、HFC冷媒は、物質の特性として地球温暖化係数が大きいという欠点

を有し、一方、H C 冷媒は、地球温暖化係数は小さいものの、強燃性であるという欠点を有している。また、従来から用いられてきたアンモニア冷媒は、地球温暖化係数は0であるものの、弱燃性でかつ毒性を有するという欠点がある。

【0004】

したがって、物質としての地球温暖化係数がほとんどなく、不燃性で無毒、かつ低コストのC O 2 冷媒が注目されている。しかしながら、C O 2 冷媒は、臨界温度が31.1℃と低く、通常の冷凍サイクル装置の高圧側ではC O 2 冷媒の凝縮が生じない。このため、特許第2132329号公報は図10のように、高圧側の冷却器2の出口ラインと圧縮機1の吸入ラインとの熱交換を行う内部熱交換器3を有することによって、冷却器2の出口を過冷却し、冷媒量調整による能力管理手段として低圧レシーバ6を設けている。

【0005】

また、冷暖房のルームエアコンやカーエアコンなどの場合は、室内側熱交換器は小型化が要求され、一方、室外側熱交換器は凝縮能力向上による冷房時の省エネルギー化や吸熱能力向上による暖房時の高能力化のために室内熱交換器に比べて大型化されている。したがって、大きな容積の室外側熱交換器が高圧側となって高密度冷媒の凝縮が行われる冷房運転時にて高効率で運転される最適冷媒量は、暖房運転時の最適冷媒量よりも大きくなるため、その緩衝的な機能も果たすレシーバを用いることは有効である。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、低圧にレシーバを設けることはコストや容積が大きくなるといった欠点があり、実使用運転範囲においては、従来の冷凍サイクル装置に用いられているH C F C 冷媒やH F C 冷媒に対しC O 2 冷媒の圧力が非常に高くなることを考えると、安全性確保のための耐圧設計はより厳しいものとなる。特に、カーエアコンの場合は、さらなる省容量化および軽量化が求められている。

【0007】

本発明は、上述した課題に対して、C O 2 冷媒を使用した冷凍サイクル装置において、C O 2 冷凍システムの特徴を生かし、低圧レシーバを小型化、あるいは

用いることなく、信頼性を確保しつつ効率的な運転を可能とする冷凍サイクル装置を提供することを目的とするものである。

【0008】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するために本発明は、二酸化炭素を冷媒として、少なくとも圧縮機、冷媒水熱交換器、第1の減圧器、第1の熱交換器、第1の熱交換器出口ラインと圧縮機吸入ラインを熱交換する内部熱交換器、第2の減圧器および第2の熱交換器を有し、前記第1の熱交換器の冷媒圧力を変動させて前記第1の熱交換器の冷媒ホールド量を調整することによって、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和させることを特徴とする冷凍サイクルと、前記冷媒水熱交換器で加熱された温水を循環させるポンプ、ヒータコア、ラジエータを有する温水サイクルとを備えたものである。

【0009】

また、本発明は、圧縮機の吐出温度を検出する圧縮機吐出温度検出手段あるいは圧縮機の吸入温度を検出する圧縮機吸入温度検出手段あるいは圧縮機の吐出圧力を検出する圧縮機吐出圧力検出手段を有し、前記第1の熱交換器の冷媒圧力を変動させて前記第1の熱交換器の冷媒ホールド量を調整する手段として、前記圧縮機吐出温度検出手段あるいは圧縮機吸入温度検出手段あるいは圧縮機吐出圧力検出手段によって検出された値を用いて、前記第2の減圧器を制御するものである。

【0010】

また、本発明は、前記圧縮機の吐出側と前記第1の熱交換器入口とを第1の開閉弁を介して接続する第1のバイパス回路を設けたものである。

【0011】

また、本発明は、前記第1の熱交換器の冷媒温度を検出する第1の熱交換器温度検出手段を有し、前記第1の熱交換器温度検出手段によって検出された値を用いて、前記第1の減圧器または前記第1の開閉弁を制御するものである。

【0012】

また、本発明は、前記第2の熱交換器の入口と出口とを第2の開閉弁を介して

接続する第2のバイパス回路を設けたものである。

【0013】

また、本発明は、前記第1の熱交換器の入口と出口とを第3の開閉弁を介して接続する第3のバイパス回路を設けたものである。

【0014】

また、本発明は、前記第1の熱交換器の入口に第4の開閉弁を設けたものである。

【0015】

また、本発明は、前記冷媒水熱交換器出口と前記第1の減圧器との間に第5の開閉弁と、前記第1の熱交換器出口と前記内部熱交換器入口の間に第1の3方弁と、前記冷媒水熱交換器出口と前記第5の開閉弁入口との間を一端とし、前記第1の3方弁を他端として接続する第4のバイパス回路と、前記内部熱交換器出口と前記第2の減圧器入口の間に第2の3方弁と、前記第2の3方弁を一端とし、前記第5の開閉弁出口と前記第1の減圧器入口の間を他端として接続する第5のバイパス回路と、前記第1の熱交換器出口と前記第1の3方弁との間を一端とし、前記第2の3方弁と第2の減圧器との間を他端として第6の開閉弁を介して接続する第6のバイパス回路を有し、前記冷媒水熱交換器から流出した冷媒が、前記第5の開閉弁を介して循環する定常モードと、前記第4のバイパス回路と前記第5のバイパス回路を循環する起動モードとに選択的に切替える冷媒循環モード切替手段を設けたものである。

【0016】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を、図面に基づいて説明する。

【0017】

(実施の形態1)

図1は、本発明の実施の形態1における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、この冷凍サイクルは、CO₂冷媒を作動流体とし、圧縮機10、冷媒水熱交換器11、第1の減圧器12、第1の熱交換器13、内部熱交換器14、第2の減圧器15、第2の熱交換器16を基本構成要素としている。第1の熱交換器13

の出口側ラインと、第2の熱交換器16の出口である圧縮機10の吸入ラインは、内部熱交換器14により熱交換されるように構成されている。一方、温水サイクルは、冷媒水熱交換器で加熱された温水を循環させるポンプ18、ヒータコア19、ラジエータ20、動力機関17で構成されている。

【0018】

ここで、図1の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。

【0019】

まず、冷房時には、第1の減圧器12は全開にして、第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。すなわち、圧縮機10で圧縮されて高温高圧のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器11から第1の減圧器12を経て第1の熱交換器13で外気によって冷却される。そして、内部熱交換器14で圧縮機10の吸入ラインの冷媒と熱交換してさらに冷却されたのち、第2の減圧器15で減圧されて低温低圧の気液二相状態となって第2の熱交換器16に導入される。この第2の熱交換器16では、室内の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガス状態となり、内部熱交換器14で第1の熱交換器13から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機10で圧縮される。空気は、第2の熱交換器16で冷却される。

【0020】

次に、暖房除湿時での動作について説明する。

【0021】

暖房除湿時には、第1の減圧器12と第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。

【0022】

すなわち、圧縮機10で圧縮されて高温高圧のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器11でポンプ18により循環する水回路の冷却水と熱交換して冷却されたのち、第1の減圧器12により中間圧力まで減圧されて第1の熱交換器13に導入される。第1の熱交換器13で外気によって冷却された冷媒は、内部熱交換器14で圧縮機10の吸入ラインの冷媒と熱交換してさらに冷却されたのち、第2の減圧器15で減圧されて低温低圧の気液二相状態となって第2の熱交換器16

に導入される。この第2の熱交換器16では、室内の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガス状態となり、内部熱交換器14で第1の熱交換器13から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機10で圧縮される。

【0023】

また、冷媒水熱交換器11で加熱された冷却水は室内に設けられたヒータコア19に流入して第2の熱交換器16で冷却除湿された空気を加熱することにより、除湿しながら暖房することができる。そして冷却水は動力機関17（例えばエンジンやバッテリーなどの発熱源）で加熱されて再び冷媒水熱交換器11を流れる。

【0024】

ところで上述したように、二酸化炭素は高圧冷媒であることから、耐圧設計の面においてフィンチューブ式熱交換器ではなく、より細径化した熱交換器（例えばマイクロチューブ式熱交換器）を用いる必要があることや、車両用空気調和装置においては、特に省容量化および軽量化が大きな訴求点となっている。したがって、冷房時は容積の大きい第1の熱交換器13が高圧側になるが、暖房除湿時は容積の小さい冷媒水熱交換器11が高圧側となるため、高圧側の冷媒ホールド量に大きな差が生じるため、冷房時での最適冷媒量と暖房除湿時での最適冷媒量とのアンバランスについて検討を行った。検討の結果、暖房除湿時で第1の減圧器12のみを作用させた場合、容積の大きい第1の熱交換器13が低圧側になるため、（暖房除湿時の最適冷媒量）＜（冷房時の最適冷媒量）となることが分かった。したがって、冷房時の最適冷媒量を充填した場合、暖房除湿時には、第1の減圧器12のみで作用させると冷媒量過多の状態となり、高圧が過昇するという課題が生じた。

【0025】

また暖房除湿時で、冷房時と同様に第2の減圧器15のみを作用させた場合、冷房時よりも暖房除湿時の方が第1の熱交換器13に導入される空気が低温であるため、冷媒温度も低下して冷媒密度は高くなり、第1の熱交換器13内にホールドされる冷媒量は冷房時よりも大きくなる。すなわち（暖房除湿時の最適冷媒量）＞（冷房時の最適冷媒量）となることが分かった。したがって、冷房時の最

適冷媒量を充填した場合、暖房除湿時には、第2の減圧器15のみで作用させると冷媒量が少ない状態となり、吸入温度の上昇による循環量の低下や吐出温度の過昇という課題がある。

【0026】

そこで、第1の減圧器12と第2の減圧器15を作用させて、暖房除湿時には、第1の熱交換器13内を中間圧力にして、第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量を調整することにより、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを解消させることができ、レシーバを小型化、あるいは用いることなく高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことが可能となる。

【0027】

(実施の形態2)

本発明の実施の形態2について、図1の冷凍サイクル装置における暖房除湿時での第2の減圧器15の動作を図8のフローチャートを用いて説明する。第2の減圧器15は流量調整が可能な弁である。

【0028】

暖房除湿時では、ステップ40で圧縮機吐出温度検出手段35にて検出された吐出温度 T_d と、ねらいの設定吐出温度 T_x が比較される。そして、 T_d が T_x 以上の場合には、冷媒不足の状態であることを示しており、ステップ41に移り、第2の減圧器15の開度は大きくするように制御する。このことにより、第1の熱交換器13内の中間圧力を低下させて、第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量を低下させることにより、冷媒不足状態を解消することができる。第2の減圧器15を制御したのちステップ40に戻る。

【0029】

また、 T_d が T_x よりも小さい場合には、冷媒過多の状態であることを示しており、ステップ42に移り、第2の減圧器15の開度を小さくするように制御する。このことにより、第1の熱交換器13内の中間圧力を増加させて、第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量を増加させることにより、冷媒過多状態を解消することができる。そして第2の減圧器15を制御したのちステップ40に戻る。なお、ステップ40で比較する対象は、吐出温度ではなく吸入温度や吐出圧力あ

るいは吸入過熱度でも構わない。

【0030】

このように、雰囲気温度や圧縮機回転数の変化など冷凍サイクルが大きく変化する場合においても、第2の減圧器15を制御することで冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和することができるので、レシーバを小型化、あるいは用いることなく汎用性のある高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0031】

(実施の形態3)

図2は、本発明の実施の形態3における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態1と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、圧縮機10の出口と第1の熱交換器13入口とを第1の開閉弁21を介して接続する第1のバイパス回路22を設けている。

【0032】

まず、図2の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。冷房時には第1の減圧器12は全閉に、第1の開閉弁21は全開にして、第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。したがって、第1の開閉弁21を開いて第1のバイパス回路22に冷媒を流すことにより、冷媒水熱交換器11での冷媒の圧力損失を生じさせないようにすることができる。

【0033】

次に、暖房除湿時での動作について説明する。暖房除湿時には、第1の開閉弁21は全閉に、第1の減圧器12と第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。すなわち暖房除湿時には、実施の形態1と同様の作用がなされる。

【0034】

このように、第1のバイパス回路22を設けることにより、冷房時での圧力損失の低減を図ることができるので、冷暖房ともに高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0035】

(実施の形態4)

図 3 は、本発明の実施の形態 4 における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態 3 と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、第 1 の熱交換器 1 3 の冷媒温度を検出する第 1 の熱交換器温度検出手段 3 6 を設けている。

【0036】

まず、図 3 の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。冷房時には第 1 の減圧器 1 2 は全閉に、第 1 の開閉弁 2 1 は全開にして、第 2 の減圧器 1 5 で減圧器としての作用を行う。したがって、冷房時には、実施の形態 3 と同様の作用がなされる。

【0037】

次に、暖房除湿時での動作について説明する。暖房除湿時には、第 1 の開閉弁 2 1 は全閉にして、第 1 の減圧器 1 2 と第 2 の減圧器 1 5 で減圧器としての作用を行う。

【0038】

ここで、外気温度が低い場合や、第 1 の熱交換器 1 3 の放熱ファンが作動していない場合には、低圧が低下して第 1 の熱交換器 1 3 に着霜が生じ、冷凍サイクル装置の成績係数 (COP) が低下するという課題がある。そこで、このような場合にも対応した図 3 の冷凍サイクル装置における第 1 の減圧器 1 2 または第 1 の開閉弁 2 1 の動作を説明する。

【0039】

暖房除湿時は、第 1 の熱交換器 1 3 の温度 T_{eva} と、設定温度 T_y (例えば 0°C) を比較して、 T_{eva} が T_y 以下の場合には、第 1 の熱交換器 1 3 に着霜が発生して COP が低下する危険性がある状態であり、第 1 の減圧器 1 2 の開度を全開にするように制御する。このことにより、第 1 の熱交換器 1 3 が放熱器として作用するので、着霜を回避することが可能となる。そして、 T_{eva} が T_y よりも大きい場合は第 1 の減圧器 1 2 は再び減圧器として作用させる。したがって、逆サイクルにして室内の吹出し温度を低下させて快適性を損なうような運転をすることなく、除霜運転を行うことができる。

【0040】

また、第1の熱交換器13の温度 T_{eva} と、設定温度 T_y （例えば 0°C ）を比較して、 T_{eva} が T_y 以下の場合に、第1の開閉弁21を全開にするように制御すると、放熱器として作用している冷媒水熱交換器11をバイパスすることになるため、第1の熱交換器13での放熱量をより高くすることができるので、より短い時間で除霜運転を終了させることができる。そして、 T_{eva} が T_y よりも大きい場合は第1の開閉弁21は再び全閉になるように制御する。

【0041】

このように、第1の減圧器12または第1の開閉弁21を制御することにより、暖房除湿時の着霜回避を図ることができるので、快適性の高いより高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0042】

（実施の形態5）

図4は、本発明の実施の形態5における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態1と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、第2の熱交換器16の入口と出口とを第2の開閉弁23を介して接続する第2のバイパス回路24を設けている。

【0043】

まず、図4の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。冷房時には、第1の減圧器12は全開、第2の開閉弁23は全閉にして、第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。すなわち冷房時には、実施の形態1と同様の作用がなされる。

【0044】

次に、暖房除湿時での動作について説明する。暖房除湿時には、第2の開閉弁23は全開に、第1の減圧器12と第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。このことにより、室内熱交換器である第2の熱交換器16での吸熱量が小さくなるので、室内暖房能力を早急に高くすることができる。

【0045】

このとき、第2のバイパス回路24には乾き度の小さい冷媒が流れることになるが、内部熱交換器14で第1の熱交換器13の出口から流出した冷媒と熱交換

して加熱されるため、圧縮機 10 に液冷媒が吸入される可能性は低い。

【0046】

そして、圧縮機 10 の運転開始から一定値以上（例えば 70℃）の吐出温度になった場合は、第 2 の熱交換器 16 の除湿能力を一定値以上に確保するために第 2 の開閉弁 23 を全閉にするように制御する。また、第 2 の開閉弁 23 を全閉にするタイミングは、圧縮機 10 の運転開始から経過した時間（例えば 10 min）でも構わない。

【0047】

以上のように、第 2 のバイパス回路 24 を設けることにより、暖房除湿時において、圧縮機運転開始直後の暖房能力の立ち上がり性能を向上させることができるので、即暖性に優れた冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0048】

（実施の形態 6）

図 5 は、本発明の実施の形態 6 における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態 1 と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、第 1 の熱交換器 13 の入口と出口とを第 3 の開閉弁 25 を介して接続する第 3 のバイパス回路 26 を設けている。

【0049】

まず、図 5 の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。冷房時には第 1 の減圧器 12 は全開に、第 3 の開閉弁 25 は全閉にして、第 2 の減圧器 15 で減圧器としての作用を行う。したがって、冷房時は実施の形態 1 と同様の動作となり、同様の効果が得られる。

【0050】

次に、暖房除湿時での動作について説明する。暖房除湿時には、第 3 の開閉弁 25 は全開にして、第 1 の減圧器 12 と第 2 の減圧器 15 で減圧器としての作用を行う。

【0051】

すなわち暖房除湿時には、圧縮機 10 で圧縮されて高温高压のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器 11 でポンプ 18 により循環する水回路の冷却水と熱交換

して冷却される。そして、冷媒水熱交換器 11 で冷却された冷媒は、第 1 の減圧器 12 により中間圧力まで減圧されて第 1 の熱交換器 13 と第 3 のバイパス回路 26 に分岐して流れる。ここで、第 3 のバイパス回路 26 の流路抵抗を第 1 の熱交換器 13 よりも小さくすることにより、第 1 の熱交換器 13 にはほとんど冷媒が流れないようにする。第 1 の熱交換器 13 または第 3 のバイパス回路 26 を流れた冷媒は、内部熱交換器 14 で圧縮機 10 の吸入ラインの冷媒と熱交換したのち、第 2 の減圧器 15 にてさらに減圧される。ここで冷媒は低温低圧の気液二相状態となり、第 2 の熱交換器 16 に導入され、室内の空気からの吸熱により蒸発して、内部熱交換器 14 で第 1 の熱交換器 13 から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機 10 で圧縮される。

【0052】

よって、図 9 のモリエル線図に示すように、第 3 のバイパス回路 26 を設けた場合は $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d \rightarrow g \rightarrow h$ で示す冷凍サイクルとなり中間圧力域でほとんど冷媒が熱交換をしないが、第 3 のバイパス回路 26 がない場合は $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow e \rightarrow f \rightarrow h$ のように第 1 の熱交換器 13 が放熱作用を行うため、第 2 の熱交換器 16 の入口冷媒の比エンタルピ値が ΔH ほど小さくなる。すなわち室内側熱交換器である第 2 の熱交換器 16 の吸熱量が増加するということになり、室内の吹出し温度の低下を招いてしまう。

【0053】

したがって、第 3 のバイパス回路 26 を設けることによって室内の吹出し温度の低下を防止することができるので、より高い暖房能力で冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0054】

(実施の形態 7)

図 6 は、本発明の実施の形態 7 における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態 6 と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、第 1 の熱交換器 13 の入口に第 4 の開閉弁 27 を設けている。

【0055】

まず、図 6 の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。冷房時に

は第1の減圧器12は全開に、第3の開閉弁25は全閉に、第4の開閉弁27は全開にして、第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。したがって、冷房時は実施の形態6と同様の動作となり、同様の効果が得られる。

【0056】

次に、暖房除湿時での動作について説明する。暖房除湿時には、第3の開閉弁25は全開に、第4の開閉弁27は全閉にして、第1の減圧器12と第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。

【0057】

すなわち運転が開始されると、圧縮機10で圧縮されて高温高压のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器11でポンプ18により循環する水回路の冷却水と熱交換して冷却される。そして、冷媒水熱交換器11で冷却された冷媒は、第1の減圧器12により中間圧力まで減圧されて第3のバイパス回路26のみを流れる。

【0058】

したがって、第4の開閉弁27を全閉にして第1の熱交換器13に冷媒が流れないようにすることで、室外気温の変化や車速の変化に伴う風速の変化などによって第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量や放熱量が変化して制御性が困難となるのを防止することができる。

【0059】

(実施の形態8)

図7は、本発明の実施の形態8における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態1と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、第5の開閉弁28、第4のバイパス回路29、第1の3方弁30、第2の3方弁31、第5のバイパス回路32、第6の開閉弁33、第6のバイパス回路34を設けている。本発明は暖房除湿運転における圧縮機起動時と定常運転時とで冷媒循環モードを切り替えることを特徴とする。

【0060】

まず、図7の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。冷房時には、第1の減圧器12は全開に、第5の開閉弁28は全開に、第6の開閉弁33

は全閉に、第 1 の 3 方弁 3 0 は A 方向に、第 2 の 3 方弁 3 1 は A 方向に制御して、第 2 の減圧器 1 5 で減圧器としての作用を行う。すなわち冷房時には、実施の形態 1 と同様の作用がなされる。

【 0 0 6 1 】

次に、暖房除湿運転の圧縮機起動時と定常運転時の動作についてそれぞれ説明する。

【 0 0 6 2 】

暖房除湿運転の圧縮機起動時は、暖房能力を早急に向上させる必要があるため、第 2 の減圧器 1 5 は全開に、第 5 の開閉弁 2 8 は全閉に、第 6 の開閉弁 3 3 は全開に、第 1 の 3 方弁 3 0 は B 方向に、第 2 の 3 方弁 3 1 は B 方向に制御して、第 1 の減圧器 1 2 のみで減圧器としての作用を行う。

【 0 0 6 3 】

すなわち暖房除湿運転の圧縮機起動時は、圧縮機 1 0 で圧縮されて高温高压のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器 1 1 でポンプ 1 8 により循環する水回路の冷却水と熱交換して冷却される。加熱された冷却水はヒータコア 1 9 に流入して圧縮機 1 0 の起動時の室内暖房能力をより高くすることができる。そして、冷媒水熱交換器 1 1 で冷却された冷媒は、第 4 のバイパス回路 2 9 を流れて内部熱交換器 1 4 で圧縮機 1 0 の吸入ラインの冷媒と熱交換したのち、第 5 のバイパス回路 3 2 を流れて、第 1 の減圧器 1 2 で減圧されて低温低圧の気液二相状態となり、第 1 の熱交換器 1 3 に導入される。この第 1 の熱交換器 1 3 では、室外の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガスとなり、第 6 のバイパス回路 3 4 を流れて、第 2 の減圧器 1 5 を経て第 2 の熱交換器 1 6 に導入される。この第 2 の熱交換器 1 6 では、室内の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガスとなり、内部熱交換器 1 4 で第 1 の熱交換器 1 3 から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機 1 0 で圧縮される。

【 0 0 6 4 】

すなわち、放熱器としての作用は冷媒水熱交換器 1 1 で行い、第 1 の熱交換器 1 3 および第 2 の熱交換器 1 6 で吸熱させることにより、より大きな吸熱量を確保することができるので、暖房能力の向上を図ることができる。

【0065】

ここで実施の形態1で述べたように、第1の減圧器12のみを作用させると暖房除湿時の冷媒量は過多の状態になるが、冷媒水熱交換器11の出口から第1の減圧器12の間に内部熱交換器14と、第4のバイパス回路29および第5のバイパス回路32を設けることにより、高圧側の容積が増加することになる。したがって、暖房除湿時に高圧側にホールドされる冷媒量が大きくなるため、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和することができる。また、圧縮機10の吸入ラインは冷媒水熱交換器11の出口の高温冷媒と熱交換することになるので、冷媒量過多による圧縮機10の吸入温度の低下すなわち吐出温度の低下を防ぐことができる。

【0066】

したがって、冷媒水熱交換器11の出口から第1の減圧器12の間に内部熱交換器14と、第4のバイパス回路29および第5のバイパス回路32を設けることにより、第1の減圧器12のみを減圧器として作用させた場合においても、冷房時と暖房除湿時の冷媒量のアンバランスを緩和して圧縮機10の起動時での暖房能力確保を行うことができる。

【0067】

次に、冷凍サイクル装置の暖房除湿時での定常運転時における動作について説明する。

【0068】

暖房除湿時の定常運転時は、第5の開閉弁28は全開に、第6の開閉弁33は全開に、第1の3方弁30はA方向に、第2の3方弁31はA方向に制御して、第1の減圧器12と第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。

【0069】

すなわち暖房除湿時の定常運転時は、圧縮機10で圧縮されて高温高圧のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器11でポンプ18により循環する水回路の冷却水と熱交換して冷却されたのち、第1の減圧器12により中間圧力まで減圧されて第1の熱交換器13に導入される。第1の熱交換器13で外気によって冷却された冷媒は、内部熱交換器14で圧縮機10の吸入ラインの冷媒と熱交換してさ

らに冷却されたのち、第 2 の減圧器 1 5 で減圧されて低温低圧の気液二相状態となって第 2 の熱交換器 1 6 に導入される。この第 2 の熱交換器 1 6 では、室内の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガス状態となり、内部熱交換器 1 4 で第 1 の熱交換器 1 3 から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機 1 0 で圧縮される。このように暖房除湿時の定常運転時においては、実施の形態 1 と同様の作用がなされる。

【0070】

以上のように、実施の形態 8 において、第 4 のバイパス回路 2 9 および第 5 のバイパス回路 3 2 を設けることによって、暖房除湿時の起動時および定常運転時において、冷媒量のアンバランスを緩和することができるので、レシーバを小型化、あるいは設けることなく冷房時および暖房除湿時それぞれにおいて高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0071】

【発明の効果】

以上述べたところから明らかなように、本発明は、二酸化炭素を冷媒として用いた冷凍サイクル装置において、第 1 の減圧器 1 2 と第 2 の減圧器 1 5 を作用させて、第 1 の熱交換器 1 3 内の冷媒ホールド量を変動させて中間圧力にすることにより、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和させることができ、レシーバを小型化、あるいは用いることなく高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0072】

さらに、雰囲気温度や圧縮機回転数の変化など冷凍サイクルが大きく変化する場合においても、第 2 の減圧器 1 5 を制御することで冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和することができるので、レシーバを小型化、あるいは用いることなく汎用性のある高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0073】

さらに、第 1 のバイパス回路 2 2 を設けることにより、冷房時の冷媒水熱交換器 1 1 の圧力損失の低減を図ることができるので、より高効率な冷凍サイクル装

置の運転を行うことができる。

【0074】

さらに、第1の熱交換器温度検出手段36により検出された値を用いて、第1の減圧器12または第1の開閉弁21を制御することにより、暖房除湿時の着霜回避を図ることができるので、快適性の高いより高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0075】

さらに、第2のバイパス回路24を設けることにより、暖房除湿時において、圧縮機10の運転開始直後の室内暖房能力の立ち上がり性能を向上させることができるので、即暖性に優れた冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0076】

さらに、第3のバイパス回路26を設けることによって室内の吹出し温度の低下を防止することができるので、より高い暖房能力で冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0077】

さらに、第4の開止弁27を全閉にして第1の熱交換器13に冷媒が流れないようにすることで、室外気温の変化などによって第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量や放熱量が変化して制御性が困難となるのを防止することができる。

【0078】

さらに、第4のバイパス回路29および第5のバイパス回路32を設けることによって、暖房除湿時の起動時および定常運転時において、冷媒量のアンバランスを緩和することができるので、レシーバを小型化、あるいは設けることなく冷房時および暖房除湿時それぞれにおいて高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明の実施の形態1である冷凍サイクル装置の構成図

【図2】

本発明の実施の形態3である冷凍サイクル装置の構成図

【図 3】

本発明の実施の形態 4 である冷凍サイクル装置の構成図

【図 4】

本発明の実施の形態 5 である冷凍サイクル装置の構成図

【図 5】

本発明の実施の形態 6 である冷凍サイクル装置の構成図

【図 6】

本発明の実施の形態 7 である冷凍サイクル装置の構成図

【図 7】

本発明の実施の形態 8 である冷凍サイクル装置の構成図

【図 8】

本発明の実施の形態 2 である冷凍サイクル装置の制御フローチャート

【図 9】

本発明の実施の形態 6 である冷凍サイクル装置のモリエル線図

【図 10】

従来の冷凍サイクル装置の構成図

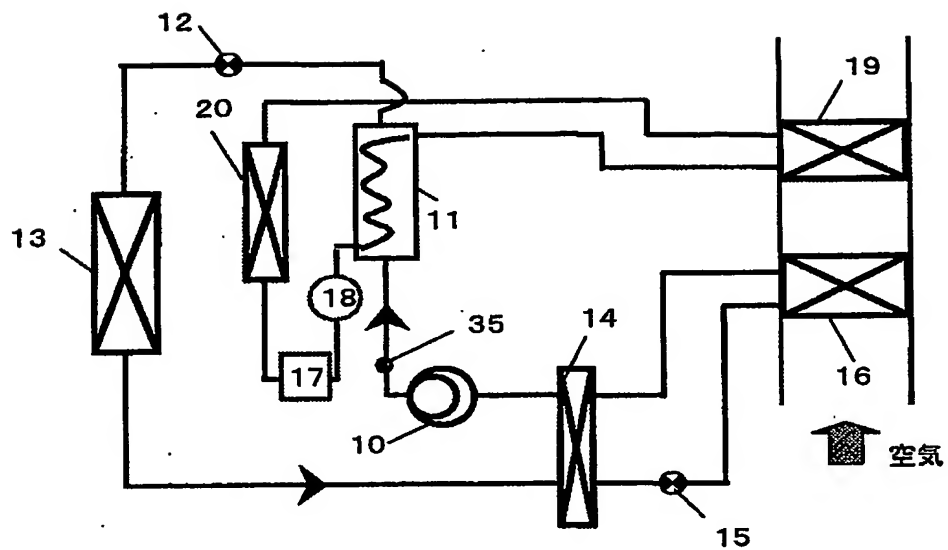
【符号の説明】

- 1 圧縮機
- 2 冷却装置
- 3 内部熱交換器
- 4 絞り手段
- 5 蒸発器
- 6 低圧冷媒レシーバ
- 10 圧縮機
- 11 冷媒水熱交換器
- 12 第 1 の減圧器
- 13 第 1 の熱交換器
- 14 内部熱交換器
- 15 第 2 の減圧器

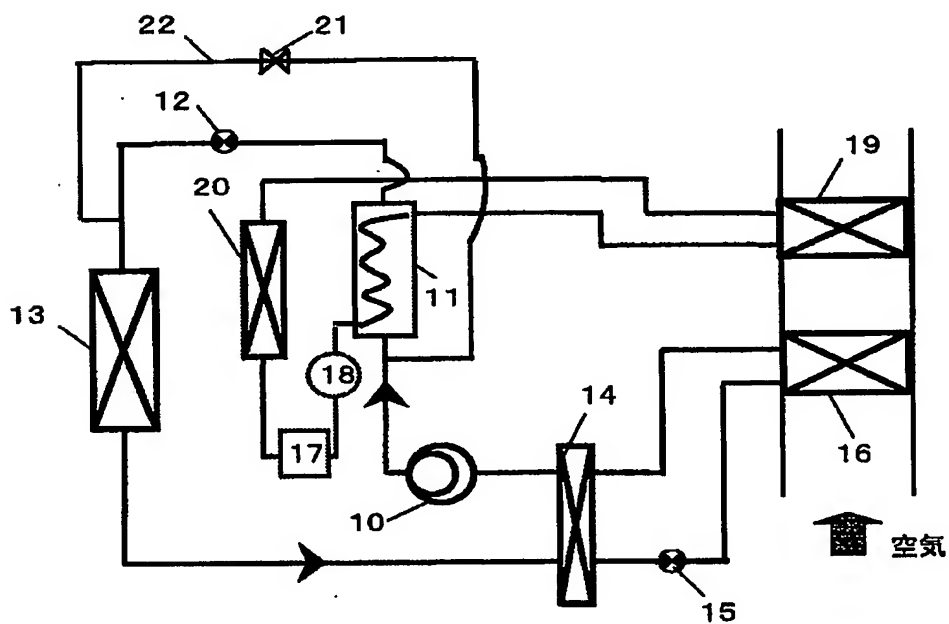
- 1 6 第 2 の熱交換器
- 1 7 動力機関
- 1 8 ポンプ
- 1 9 ヒータコア
- 2 0 ラジエータ
- 2 1 第 1 の開閉弁
- 2 2 第 1 のバイパス回路
- 2 3 第 2 の開閉弁
- 2 4 第 2 のバイパス回路
- 2 5 第 3 の開閉弁
- 2 6 第 3 のバイパス回路
- 2 7 第 4 の開閉弁
- 2 8 第 5 の開閉弁
- 2 9 第 4 のバイパス回路
- 3 0 第 1 の 3 方弁
- 3 1 第 2 の 3 方弁
- 3 2 第 5 のバイパス回路
- 3 3 第 6 の開閉弁
- 3 4 第 6 のバイパス回路
- 3 5 圧縮機吐出温度検出手段
- 3 6 第 1 の熱交換器温度検出手段

【書類名】 図面

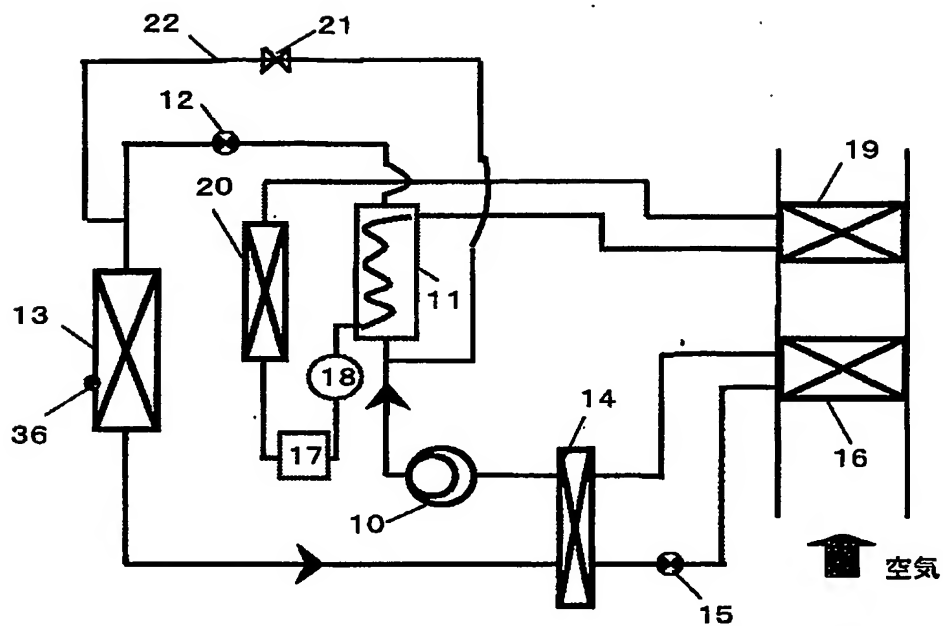
【図 1】



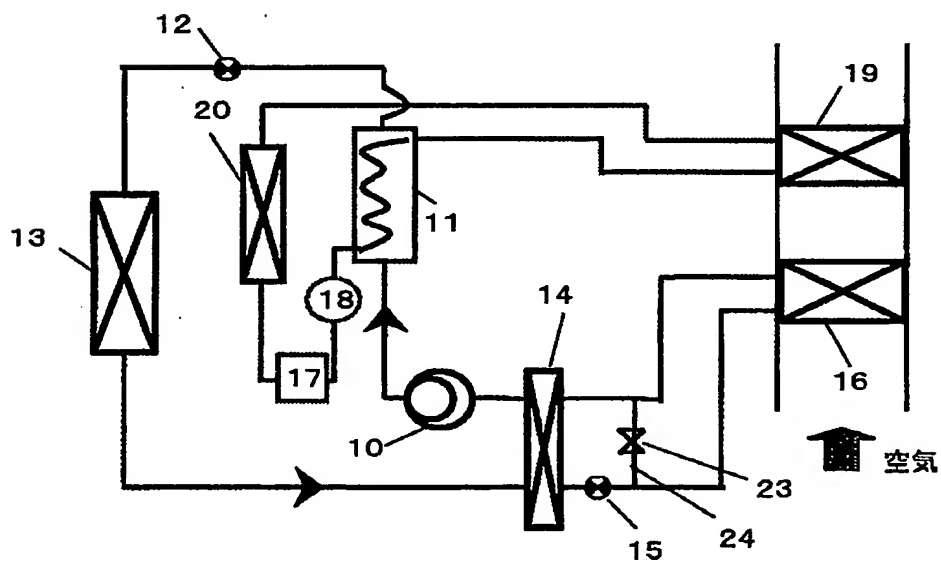
【図 2】



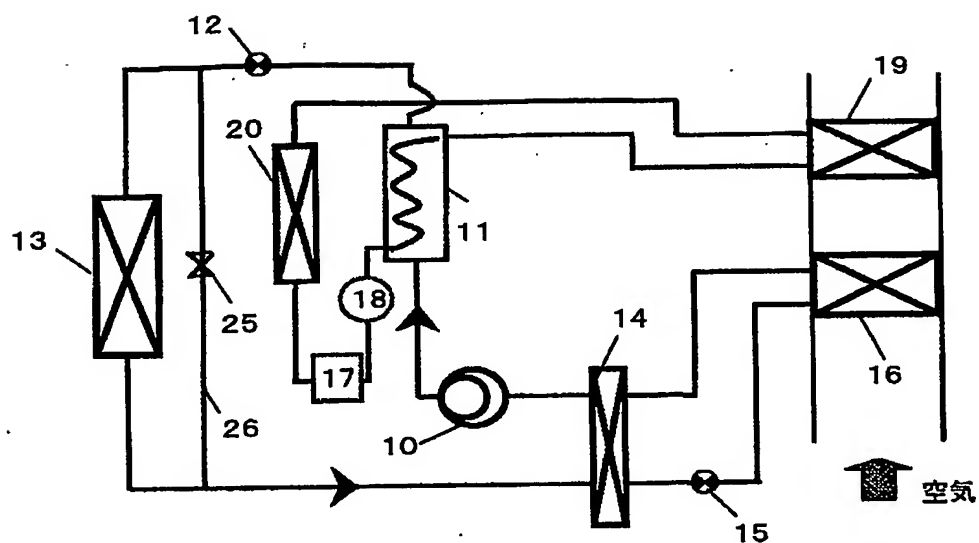
【図 3】



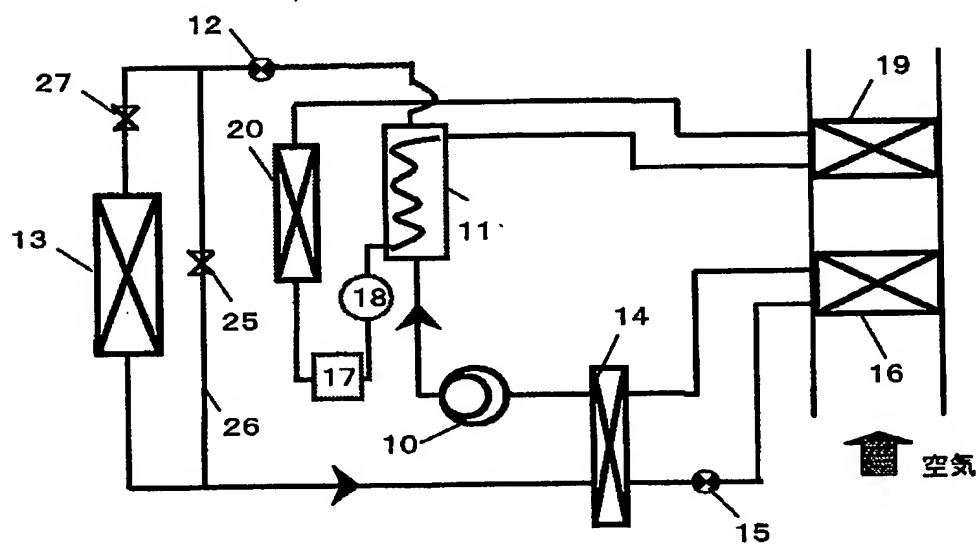
【図 4】



【図 5】



【図 6】





比エンタルピー



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 二酸化炭素を冷媒とする冷凍サイクル装置において、低圧にレシーバを設けることは安全性確保のための耐圧設計などでコストや容積が大きくなるといった課題を有している。

【解決手段】 第1の減圧器12と第2の減圧器15を作用させて、第1の熱交換器13の冷媒圧力を変動させて前記第1の熱交換器の冷媒ホールド量を調整することにより、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和することができるので、レシーバを小型化、あるいは設けることなく高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことが可能となる。

【選択図】 図1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000005821]

1. 変更年月日 1990年 8月28日

[変更理由] 新規登録

住 所 大阪府門真市大字門真1006番地
氏 名 松下電器産業株式会社